

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**  
**Fakulta strojní**  
**Katedra výrobních strojů a konstruování**

**Konstrukční návrh poháněcího bubnu spojovacího výložníku zakladače**  
**Construction Desing of the Drived Drum for Connecting Boom Stacker**

**Student:**

**Ladislav Zeman**

**Vedoucí bakalářské práce:**

**prof. Ing. Horst Gondek,DrSc.**

**Ostrava 2012**

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání bakalářské práce

Student: **Ladislav Zeman**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 10 Stroje pro těžbu a zpracování užitečných surovin  
Téma: Konstrukční návrh poháněcího bubnu spojovacího výložníku zakladače  
Construction Design of the Driven Drum for Connecting Boom Stacker

### Zásady pro vypracování:

- 1) Proveďte přehled zařízení pro zakládání používaných v Severočeských dolech, a.s. Chomutov
- 2) Proveďte základní výpočet pohonu spojovacího pásu výložníku zakladače ZP 3500
- 3) Proveďte konstrukční návrh poháněcího bubnu spojovacího výložníku
- 4) Proveďte sestavný výkres hřídele bubnu
- 5) Proveďte detailní výkres příruby poháněcího bubnu

### Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, 2007. 48 s.  
GONDEK, H., ŠEVČÍK, A. *Stroje pro těžbu a zpracování užitečných surovin I*, Vydala: VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2006, 102 s. ISBN 80- 248- 1040 - 9  
BOLEK, A. – KOCHMAN, J. – KOLEKTIV *Části strojů – 1. svazek. 5. vydání I*, Praha. SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., 1989, 775 s. ISBN 80-03-00048-7.  
DROBNÝ, J. *Dálková pásová doprava, I*, SNTL Praha 1970. 153 S.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 16.12.2011  
Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

ZEM

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.5.2012

  
podpis studenta

**Prohlašuji, že**

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohou jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdání své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21.5.2012

  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Ladislav Zeman

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kubátova 32

417 22 Háj u Duchcova

**ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

ZEMAN, Ladislav. *Konstrukční návrh poháněcího bubnu spojovacího výložníku zakladače : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 62s. Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Předmětem této bakalářské práce je konstrukční návrh poháněcího bubnu spojovacího výložníku zakladače a provedení základního výpočtu pohonu spojovacího pásu výložníku. První část bakalářské práce obsahuje přehled zařízení pro zakládání v Severočeských dolech, a.s. Chomutov. Druhá část bakalářské práce se zabývá samotným výpočtem pohonu. Závěrečná část bakalářské práce se zabývá konstrukčním návrhem poháněcího bubnu spojovacího výložníku. V příloze předkládám sestavný výkres hřídele poháněcího bubnu a detailní výkres příruby poháněcího bubnu.

**ANNOTATION BACHELOR OF THESIS**

ZEMAN, Ladislav. *Construction Desing of the Drived Drum for Connecting Boom Stacker : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machinery and Desing, 2012, 62s. Bachelor thesis head: prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

The subject of this thesis is the design of the coupling actuator drum boom strackers and implementing a basic calculation of the drive belt connecting the boom. The first part of this thesis provides an overview of equipment for the establishment of the North-Bohemian Mines, Inc. Chomutov. The second part of the thesis deals with the calculation of the actual drive. The final part of the thesis deals with the structural design of the coupling actuator drum boom. In the Annex to the plan put forward actuator shaft and drum flange actuator detailed drawing drum.

## OBSAH

<b>Seznam použitých značek a symbolů.....</b>	<b>9</b>
<b>Úvod.....</b>	<b>12</b>
<b>1 Zakládací stroje na výsypkách Severočeských dolů, a.s. Chomutov.....</b>	<b>13</b>
<b>2 Základní výpočet pohonu spojovacího pásu výložníku zakladače ZP 3500 .....</b>	<b>28</b>
2.1 Základní části pásového dopravníku.....	28
2.1.1 Poháněcí stanice.....	28
2.1.2 Vratná stanice .....	30
2.1.3 Nosná konstrukce.....	30
2.1.4 Dopravní pás .....	31
2.1.5 Napínací zařízení .....	32
2.1.6 Příslušenství pásových dopravníků.....	32
2.2 Výpočet pohonu pásového dopravníku spojovacího mostu.....	34
2.2.1 Parametry dopravníku.....	34
2.2.2 Základní parametry dopravovaného materiálu .....	34
2.2.3 Požadovaný průřez náplně pásu $S_p$ [ $m^2$ ] .....	35
2.2.4 Plocha náplně pásu $S$ [ $m^2$ ] .....	35
2.2.5 Porovnání $S_s$ a $S_p$ .....	36
2.2.6 Parametry pásu.....	37
2.2.7 Obvodová síla na poháněcím bubnu .....	37
2.2.7.1 Výpočet síly potřebné k překonání pohybových odporů .....	37
2.2.7.2 Výpočet síly potřebné k překonání dopravní výšky .....	38
2.2.7.3 Výpočet přídatných a vedlejších odporů dopravníku .....	38
2.2.8 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku .....	39
2.2.9 Kontrola pohonu dopravníku na rozběh .....	40
2.2.10 Kontrola brzdy .....	40
2.2.10.1 Brzdný moment potřebný k zastavení dopravníku .....	41

2.2.10.2 Brzdňý moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu.....	41
2.2.11 Tahy v dopravním pásu.....	42
2.2.11.1 Odbíhající síla .....	42
2.2.11.2 Nabíhající síla .....	42
2.2.11.3 Napínací síla .....	42
2.2.12 Skutečné tahy v dopravním pásu .....	42
2.2.12.1 Skutečná odbíhající síla .....	42
2.2.12.2 Skutečná nabíhající síla .....	42
2.2.13 Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem .....	43
2.2.14 Pevnostní kontrola dopravního pásu.....	43
<b>3 Konstrukční návrh poháněcího bubnu spojovacího výložníku .....</b>	<b>44</b>
3.1 Bubny.....	44
3.2 Obložení bubnu.....	45
3.2.1 Hladký ocelový buben .....	46
3.2.2 Buben s keramickými destičkami .....	46
3.2.3 Buben obložený pryží .....	47
3.3 Speciální bubny.....	48
3.3.1 Hnací magnetické bubny .....	48
3.3.2 Žebrové bubny .....	49
3.3.3 Klecové bubny .....	49
3.4 Výpočet bubnu .....	50
3.4.1 Kontrola hřídele .....	50
3.4.2 Sklon ohybové čáry .....	51
3.4.3 Kontrola náboje a přesahu .....	52
3.4.4 Napětí v čele bubnu v místě svaru .....	54
3.4.5 Kontrola pláště bubnu .....	56
<b>Závěr.....</b>	<b>58</b>
<b>Seznam použité literatury.....</b>	<b>59</b>

<b>Seznam obrázků .....</b>	<b>60</b>
<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>61</b>
<b>Seznam příloh .....</b>	<b>62</b>
<b>Výkresová dokumentace.....</b>	<b>62</b>



## Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Význam	Jednotka
$\beta$	úhel sklonu bočních válečků	°
$\Psi_{\text{dyn}}$	dynamický sypný úhel	°
$\rho_s$	sypná hmotnost	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
B	šířka dopravního pásu	m
b	využitelná ložná šířka pásu	m
$b_1$	světlá šířka bočního vedení	m
C	součinitel vedlejšího odporu	-
$D_b$	průměr hnacího bubnu	m
e	základ přirozených logaritmů	-
F	obvodová síla na poháněcím bubnu	N
f	globální součinitel tření	-
$F_0$	odbíhající síla	N
$F_1$	síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku	N
$F_2$	síla potřebná k překonání dopravní výšky	N
$F_B$	odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu	N
$F_{BV}$	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením	N
$F_C$	odpor čističe pásu	N
$F_{\text{dov}}$	dovolená tahová síla	N
$F_{\text{max}}$	největší tah v pásu	N
$F_n$	nabíhající síla	N
$F_{N1}$	odpor setrvačných sil v místě nakládky a v oblasti urychlování	N
$F_{N2}$	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování	N
$F_{\text{ns}}$	skutečná nabíhající síla	N
$F_{\text{os}}$	skutečná odbíhající síla	N
$F_{PV}$	přídavné a vedlejší odpory dopravníku	N
$F_S$	odpor shrnovače materiálu	N
$F_{SV}$	odpor shazovacího vozu	N
$F_z$	napínací síla	N
g	tíhové zrychlení	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

Značka	Význam	Jednotka
H	celkové převýšení	m
H <sub>I</sub>	převýšení shazovacího vozu	m
i <sub>p</sub>	převodový poměr převodovky	-
J <sub>b</sub>	moment setrvačnosti poháněcího bubnu	kg · m <sup>-2</sup>
J <sub>M</sub>	moment setrvačnosti motoru	kg · m <sup>-2</sup>
J <sub>p</sub>	moment setrvačnosti převodovky	kg · m <sup>-2</sup>
J <sub>s</sub>	moment setrvačnosti spojky	kg · m <sup>-2</sup>
k	součinitel sklonu	-
k <sub>φ</sub>	součinitel plnění pásu	-
k <sub>1</sub>	součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	-
k <sub>s</sub>	statická bezpečnost proti prokluzu dopravního pásu na hnacím bubnu	-
L	délka dopravníku	m
L <sub>0</sub>	přídavná délka dopravníku	m
L <sub>1</sub>	délka spodního válečku	m
L <sub>3</sub>	délka horního válečku	m
L <sub>N</sub>	délka násypky	m
M <sub>B</sub>	moment použité brzdy	N · m
M <sub>B1</sub>	brzdny moment potřebný k zastavení dopravníku	N · m
M <sub>B2</sub>	brzdny moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu	N · m
M <sub>DM</sub>	dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot dopravníku redukovaný na hřídel motoru	N · m
M <sub>M</sub>	Jmenovitý moment elektromotoru	N · m
M <sub>SM</sub>	statický moment od zatížení dopravníku redukovaný na hřídel motoru	N · m
m <sub>p</sub>	měrná hmotnost dopravního pásu	kg · m <sup>-1</sup>
m <sub>p</sub> '	plošná hmotnost dopravního pásu	kg · m <sup>-2</sup>
m <sub>v</sub>	měrná hmotnost rotujících částí válečků	kg · m <sup>-1</sup>
m <sub>vh</sub>	měrná hmotnost rotujících částí horních válečků	kg · m <sup>-1</sup>
m <sub>vs</sub>	měrná hmotnost rotujících částí spodního válečku	kg · m <sup>-1</sup>
n <sub>B</sub>	počet nepoháněných bubnů	-
n <sub>C</sub>	počet čističů pásu	-
n <sub>e</sub>	počet použitých elektromotorů	-

Značka	Význam	Jednotka
$n_M$	otáčky motoru	$s^{-1}$
$n_{vh}$	počet válečků horní větve	-
$n_{vs}$	počet válečků spodní větve	-
P	potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku	kW
Q	dopravované množství	$m^3 h^{-1}$
q	měrná hmotnost dopravovaného materiálu	$kg \cdot m^{-1}$
$S_1$	plocha horní části průřezu náplně	$m^2$
$S_2$	plocha dolní části průřezu náplně	$m^2$
$S_P$	požadovaný průřez náplně pásu	$m^2$
$S_S$	skutečná náplň pásu	$m^2$
$t_1$	rozteč podpěr horní větve	m
$t_2$	rozteč podpěr dolní větve	m
v	rychlost pásu	$m \cdot s^{-1}$
$v_0$	složka rychlosti dopravovaného materiálu ve směru pohybu pásu	$m \cdot s^{-1}$
w	měrný pohybový odpor dopravníku	-
$\alpha_{G1,2}$	úhel opásání poháněcího bubnu dopravním pásem	°
$\varepsilon$	úhel sklonu dopravníku	°
$\eta$	účinnost poháněcí stanice	-
$\eta_{max}$	maximální účinnost poháněcí stanice	-
$\mu$	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a dopravním pásem	-
$\mu_B$	součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením	-
$\sigma_{dov}$	Dovolené namáhání dopravního pásu v tahu	$N \cdot m^{-1}$

## Úvod

Bubny pásových dopravníků současně s pásem jsou důležitými prvky celého strojního celku, které ovlivňují jeho parametry. Proto i výpočet bubnů je poměrně komplikovaný, neboť se jedná o strojní část, která je z hlediska pružnosti a pevnosti staticky neurčitá jak pro ohybové, tak pro kroutící momenty. Pro výpočet bubnu jsem použil metodu výpočtu dle prof. Fuxy.

Výpočet výkonů a tahových sil pásových dopravníků upravuje norma ČSN ISO 5048. Z této normy jsem vycházel při výpočtu pohonu spojovacího pásu výložníku zakladače.

Má bakalářská práce také obsahuje přehled zařízení pro zakládání používaných v Severočeských dolech a.s., Chomutov. Jedná se o doly Bílina a doly Nástup Tušimice.

## **1 Zakládací stroje na výsypkách Severočeských dolů, a.s. Chomutov**

Zakládací stroje (zakladače) jsou zařízení, která slouží pro zakládání vytěžené skrývky na výsypkách. Jsou projektovány a konstruovány tak, aby vždy zohledňovali konkrétní podmínky lokality, ve které budou nasazeny.

Zakladače dělíme na:

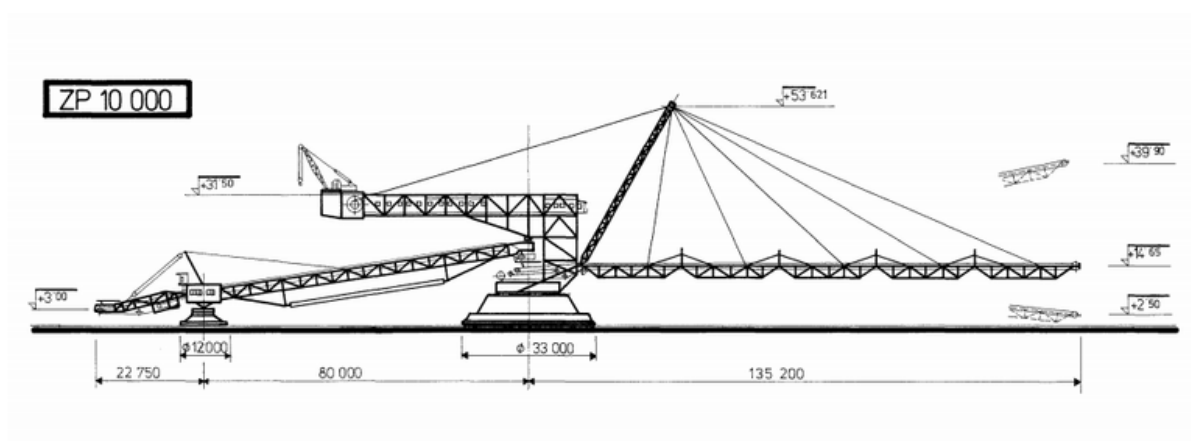
- pásové (bez nabíracího zařízení),
- kolejové (s nabíracím zařízením).

Pásové pracují především ve spojení s DPD. Materiál je odebírán shazovacím vozem z kteréhokoliv místa pásového dopravníku (s výjimkou poháněcí a vratné stanice) a předáváno do násypky spojovacího mostu, odtud je transportována dopravními cestami na stroji k vlastnímu založení na výsypce. Pásové zakladače pracují nejčastěji blokovým způsobem, který je základním prvkem výsypkové etáže. Vytváří se buď bočním nebo čelním postupem stroje.

Kolejové pracují ve spojení s kolejovou dopravou. Vytěžená skrývka je dopravována na výsypku vlakovými soupravami (výklopné vozy, typu LH). Zde je vysypávána do koryta, odkud je nabírána zakladačem a transportována dopravními cestami na stroji k vlastnímu založení výsypky. Kolejové zakladače mohou sypat buď tzv. sypáním na hlavu (sypání prstové) nebo bočním sypáním.

**ZP 10 000 (Doly Bílina, nasazen od roku 1978)**

- |                           |   |
|---------------------------|---|
| – teoretický výkon        | 10 000 m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> |
| – délka výložníku         | 135 m                                   |
| – délka spojovacího mostu | 103 m                                   |
| – max. výška zakládání    | 35 m                                    |
| – typ podvozku            | kráčivý                                 |
| – provozní hmotnost       | 3 000 t                                 |



Obr. 1 Schéma ZP 10 000

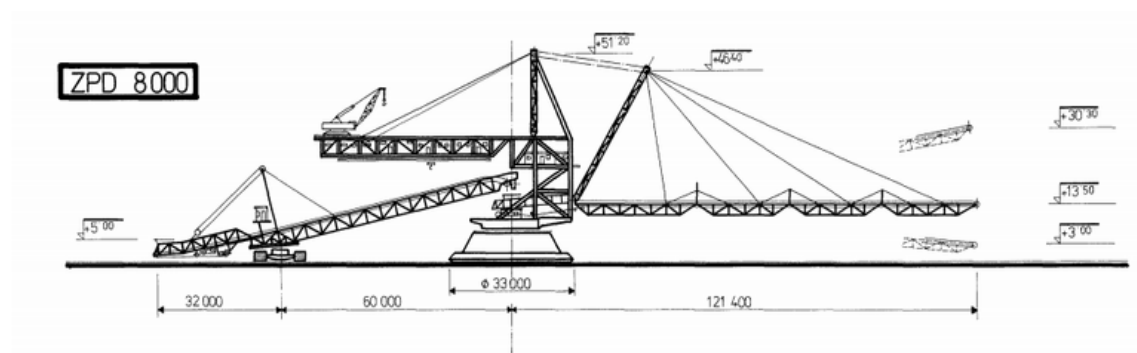
Zakladač má teoretickou výkonnost 10 000 m<sup>3</sup> sypané zeminy za hodinu, je zakladačem pro kontinuální technologii. Podvozek je kráčivý, se systémem přímých kulových drah. Délka výložníku je 135 m, délka spojovacího mostu je 103 m. Šířka dopravního pásu je 2 000 mm, rychlost 8,7 m·s<sup>-1</sup> a 6,3 m·s<sup>-1</sup>. Maximální výška sypání je 40 m, rozsah otáčení 100 °. Maximální dovolený sklon je 1 : 15, 1 : 20. Střední měrný tlak  $p = 6,07$  MPa. Provozní hmotnost je 3 000 t. Spojovací most je podepřen pomocným podvozkem kráčivého typu.



Obr. 2 ZP 10 000

**ZPD 8 000 (Doly Bílina, nasazen od roku 1987)**

– teoretický výkon	8 000 m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup>
– délka výložníku	121 m
– délka spojovacího mostu	92 m
– max. výška zakládání	26 m
– typ podvozku	kráčivý
– provozní hmotnost	2 900 t



Obr. 3 Schéma ZPD 8 000

Je zakladačem s teoretickou výkonností 8 000 m<sup>3</sup> sypané zeminy za hodinu. Jedná se o dvouvozový zakladač s hlavním kráčivým podvozkem s přímými kulovými drahami. Pomocný podvozek pod spojovacím mostem je housenicového typu. Zakladač sestává z hlavního podvozku, pomocného podvozku, otáčivé dráhy, držícího výložníku, vyvažovacího výložníku a spojovacího mostu. Ve vyvažovacím výložníku jsou umístěné rozvodny jako protizávaží. Dosahuje výšky 51,2 m, jeho délkové parametry jsou přizpůsobeny technologii zakládání. Na spojovací most je navázaný krátký výložník pro předávání skrývky z DPD. Je kloubově připojený, umožňující nastavení ve vertikální rovině.

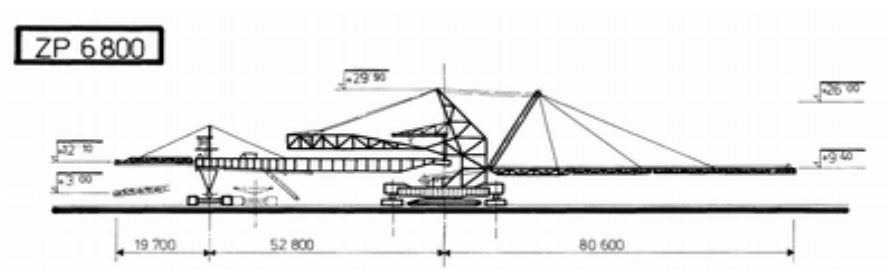




Obr. 4 ZPD 8 000

**ZP 6800 (Doly Nástup Tušimice, nasazen od roku 1979)**

– teoretický výkon	6 800 m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup>
– délka výložníku	80 m
– délka spojovacího mostu	72 m
– max. výška zakládání	26 m
– typ podvozku	kráčivý
– provozní hmotnost	1790 t



Obr. 5 Schéma ZP 6 800

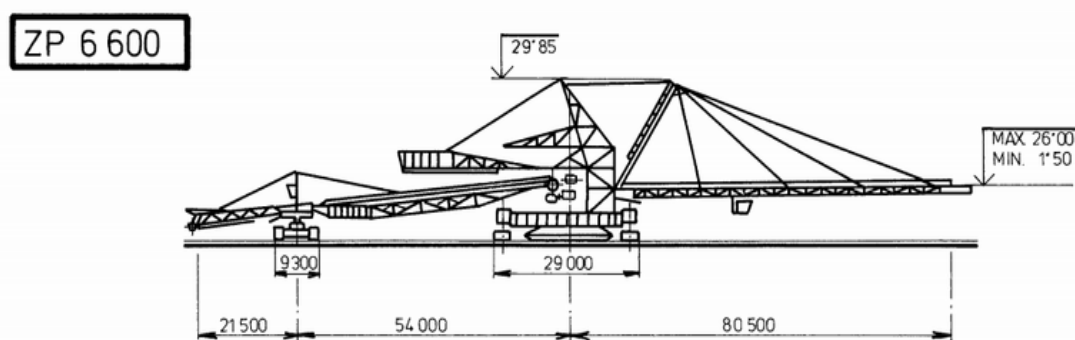
Zakladač byl vyroben v roce 1979 a v současné době je nasazen na skrývce dolu Nástup Tušimice. Zakladač ZP 6 800 s výkonem 6 800 m<sup>3</sup> sypané zeminy za hodinu je modernizovaným pokračovatelem ZP 6 600. Je vybaven plnostěnným spojovacím mostem s výškově stavitelným převislým dílem a s housenicovým podvozkem pod spojovacím mostem. Zavěšení spojovacího mostu na konstrukci věže umožňuje přijímat materiál ze dvou etáží. Zakladač je vybaven řídicím a monitorovacím systémem DIAMO, který ovládá kráčení a otáčení stroje a provoz dopravních pásů. Propojením řídicího systému zakladače s řídicím systémem pásové dopravy spolupracujícího rypadla je umožněno centrální řízení technologického celku.



Obr. 6 ZP 6 800

**ZP 6 600****(Doly Bílina, nasazen od roku 1985)**

- |                           |  |
|---------------------------|--|
| – teoretický výkon        | 6 600 m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> |
| – délka výložníku         | 80 m                                   |
| – délka spojovacího mostu | 75 m                                   |
| – max. výška zakládání    | 26 m                                   |
| – typ podvozku            | kráčivý                                |
| – provozní hmotnost       | 1 800 t                                |



Obr. 7 Schéma ZP 6 600

Zakladač byl vyroben v roce 1985 a v současné době je nasazen na skrývce dolu Bílina. zakladač ZP 6600 s výkonem 6600 m<sup>3</sup> sypané zeminy za hodinu. Je vybaven plnostěnným spojovacím mostem a housenicovým podvozkem pod spojovacím mostem. Řídící a monitorovací systém DIAMO, kterým je stroj vybaven ovládá kráčení, otáčení stroje a provoz dopravních pásů. Propojením řídicího systému zakladače, dálkové pásové dopravy a rýpadla je umožněno centrální řízení technologického celku.

Hlavní části zakladače jsou:

- centrální kruhová opěra s otočovou drahou,
- kráčivý mechanismus s ližinami,

- výložník zakladače, vyvažovací výložník s vrátkem zdvihu výložníku a otočným mechanismem,
- pomocný podvozek housenicového typu,
- spojovací most.

#### Parametry kráčení:

- |                     |                         |
|---------------------|-------------------------|
| – rychlost          | 115,5 m·h <sup>-1</sup> |
| – max. výška zdvihu | 1,434 m                 |
| – krok (teoretický) | 1,8 m                   |

Výložník je kyvně uchycen v otočném svršku a zavěšen na čtyřech lanových závěsech, které jej umožňují zvedat a spouštět pomocí lanového vrátku, situovaného do vyvažovacího výložníku. Kruhová, kulová otočná dráha umožňuje natáčení výložníku o  $\pm 120^\circ$  z podélné osy. Spodní část otočného svršku tvoří rám – plošinu nesoucí celou hydrauliku a dvě ližiny kráčivého podvozku. Který je uložen na kulové otočové dráze, jejíž spodní prstenec je upevněn na centrální kruhové opěře, na níž spočívá zakladač. Každá ližina je ovládána dvěma hydraulickými válci postavenými do V, které plní funkci zdvihového a výsuvového přímočarého hydromotoru. Při kráčení se využívá rozdílnosti tlaku ve dvojici válců, takže ližiny se na jedné straně přizvednou a sunou po podložce. Ližiny jsou ve směru kráčení drženy vodítky (doutníky) upevněnými na centrální opěře a ližinách. Zdvih ližin je omezen na pouhé odlehčení stroje, aby byl umožněn jeho posuv bez velkých výkyvů. Kulová otočová dráha umožňuje všesměrné kráčení zakladače, zvolený směr kráčení je však vždy kolmý k ose výložníku. Spojovací most je na jednom konci zakotven kloubově ve vzpěře výložníku. Je podepřen podvozkem, který je pohyblivý (posuvný) ve směru spojovacího mostu  $\pm 2$  m. k výložníku jej lze natočit tak, že s ním svírá úhel  $60^\circ$ .

ZP 5500 vznikl intenzifikací zakladače ZP 5000 (změna rychlosti pásových dopravníků). Konstrukční řešení zůstalo stejné, stejné jsou i geometrické parametry.



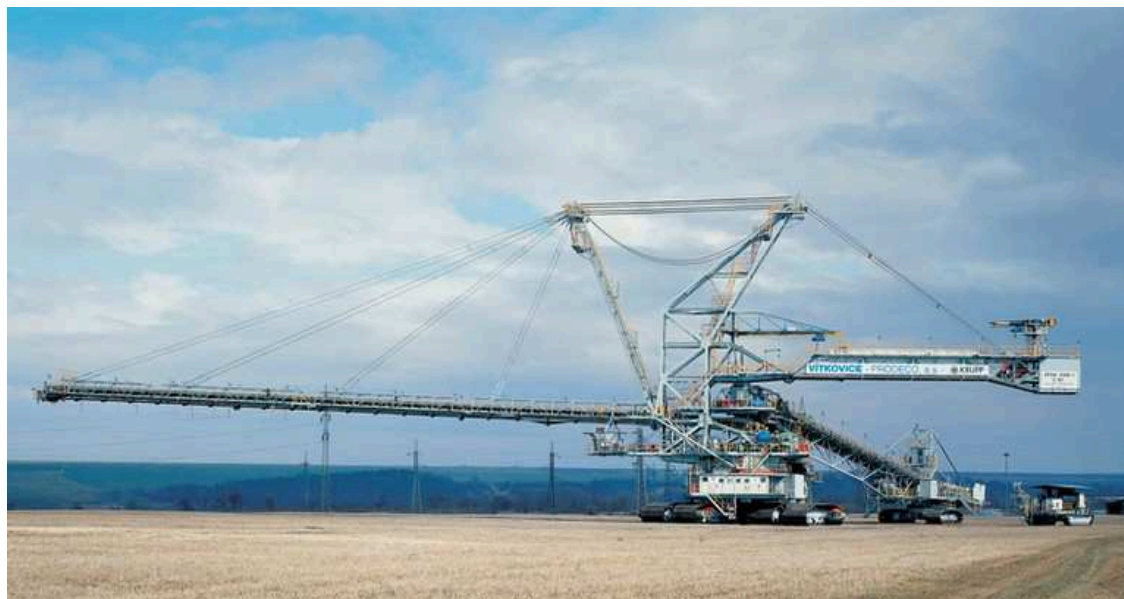
Obr. 8 ZP 6600

**ZPDH 6 300**

**(6 300.1-CZ Doly Bílina, nasazen od roku 2009; 6 300/1 Doly Nástup Tušimice nasazen od roku 2000)**

– teoretický výkon	6 300 m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup>
– délka výložníku	90,6 m
– délka spojovacího mostu	78 m
– max. výška zakládání	26 m
– typ podvozku	housenicový
– provozní hmotnost	1429 t

Zakladač slouží k zakládání nadložních zemin při odkrývání slojí hnědého uhlí. Jeho největší výkon je 6 300 m<sup>3</sup> sypané zeminy za hodinu. Zakladač o celkové hmotnosti 1 400 t se pohybuje samostatně na dvou housenicových podvozcích rychlostí 2,5 až 10 m·min<sup>-1</sup>. Konec výložníku, kde zakládáný materiál opouští zakladač a je ukládán na pláň, může být zvednut až do výšky 26 m, otáčení výložníku je  $\pm 115^\circ$ . Dovolené převýšení pojezdových rovin podvozků je  $\pm 4$  m. zakladač je vybaven housenicovým podvozkem, což umožňuje vyšší rychlost stroje. Je určen pro práci ve velmi těžkých podmínkách v podstatně vyšších podélných a příčných náklonech než je obvyklé. Instalovaný výkon zakladače je 2425 kW. ZPDH 6 300/1 na dole Nástup Tušimice je vyroben ve spolupráci s německou společností KRUPP Fördertechnik GmbH, Essen. Na dole Bílina byl vyroben ve spolupráci s firmou PRODECO.

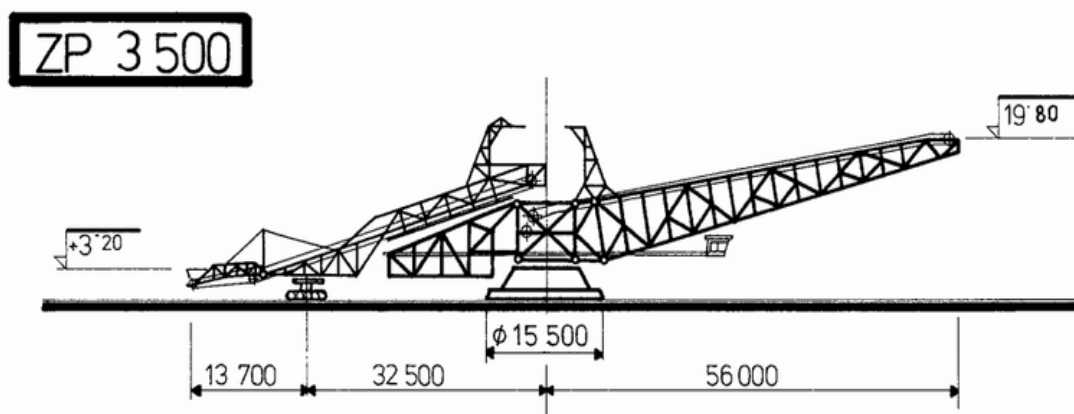


Obr. 9 ZPDH 6 300



**ZP 3 500 (modifikace ZP 2 500)****(Doly Bílina, nasazen od roku 1989, nasazen od roku 1983)**

– teoretický výkon	3 500 m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup>
– délka výložníku	56 m
– délka spojovacího mostu	46 m
– max. výška zakládání	18 m
– typ podvozku	kráčivý
– provozní hmotnost	630 t



Obr. 10 Schéma ZP 3 500

Zakladač slouží k zakládání nadložní zeminy v nejnižším skrývkovém řezu. Jeho největší výkon je 3500 m<sup>3</sup> sypané zeminy za hodinu. Zakladač o celkové hmotnosti 630 t se pohybuje pomocí kráčivého podvozku s dvojitou přímou kulovou dráhou, po které pojíždí rošt ovládaný hydraulicky a nesoucí kráčivé ustrojí podvozku. Vyvažovací výložník obsahuje strojovnu a rozvodnu. Výložník je usazen otočně ( ± 120° od střední polohy) na kulové dráze o průměru 7 m, která je uložena na kráčivém podvozku. Kráčivý podvozek tvoří plášť z komolého kužele s vyztuženými základnami. Spojovací most je jedním koncem uložen na dvou opěrách, na kruhové otočné plošině nad středem zakladače. Druhý konec je podepřen housenicovým podvozkem. Toto uspořádání umožňuje natáčení spojovacího mostu okolo osy zakladače o 90° ze střední polohy. Výložník se zakladačem je samostatná konstrukce a má stálý sklon.

Hlavní části zakladače:

- kráčivý podvozek,
- výložník s hlavním dopravním pásem, strojovnou a rozvodnou,
- housenicový podvozek spojovacího mostu,
- spojovací most s dopravním pásem a kabelák.



Obr. 11 ZP 3 500

**Na výsypkách Severočeských dolů, a.s. se používají následující zakladače:**

Doly Bílina:

ZP 10 000 - Z 81

ZPD 8 000 - Z 98

ZP 6 600.20 - Z 85; Z 96

ZPDH 6 300.1 CZ – Z 102

ZP 5 500/5 – Z 79

ZP 3 500/9 – Z 99

ZP 2 500/7 – Z 92

Doly Nástup Tušimice:

ZP 6 800/1 – Z 100

ZPDH 6 300/1 – Z 101

ZP 5 500/4 – Z 80

## **2 Základní výpočet pohonu spojovacího pásu výložníku zakladače ZP 3500**

### **2.1 Základní části pásového dopravníku**

Pásový dopravník je zařízení, u něhož je unášecím prostředkem nekonečný dopravní pás obíhající mezi poháněcím a vratným bubnem, doplněný dalšími konstrukčními prvky, které jsou potřebné pro jeho provoz.

Výhodou pásových dopravníků je plynulá doprava materiálu s velkým dopravním výkonem. Je vhodný především pro přepravu sypkých materiálů. Další výhodou je bezpečný a spolehlivý provoz a malé pohybové odpory. Jednou z nevýhod je velký počet rotujících částí (údržba) a další nevýhodou jsou problémy s abrazivním a lepidlovým materiálem.

#### **Konstrukční části pásových dopravníků:**

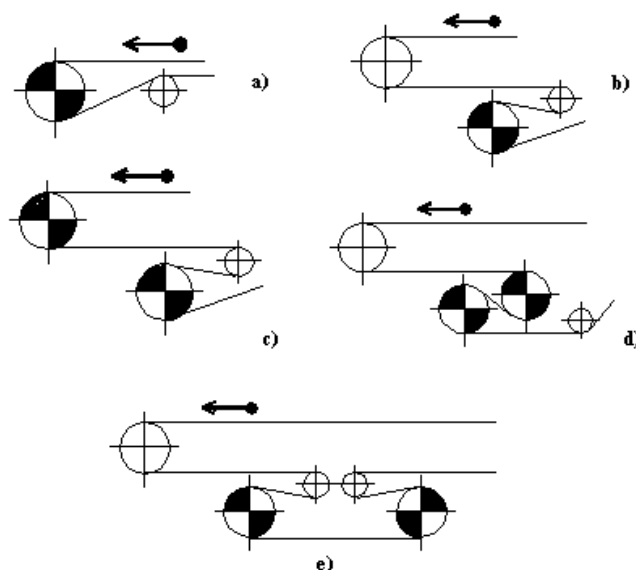
- poháněcí stanice,
- vratná stanice,
- napínací stanice,
- nosná konstrukce,
- dopravní pás,
- další příslušenství (čističe pásu, shrnovače, shazovací vůz).

#### **2.1.1 Poháněcí stanice**

Slouží k přeměně točivého momentu pohonu na tažnou sílu v dopravním páse. Tato přeměna je zajišťována třením mezi povrchem bubnu a dopravním pásem.

Poháněcí stanice tvoří:

- hnací buben,
- pohon (převodovka, motor, spojka, brzda),
- nosná konstrukce.



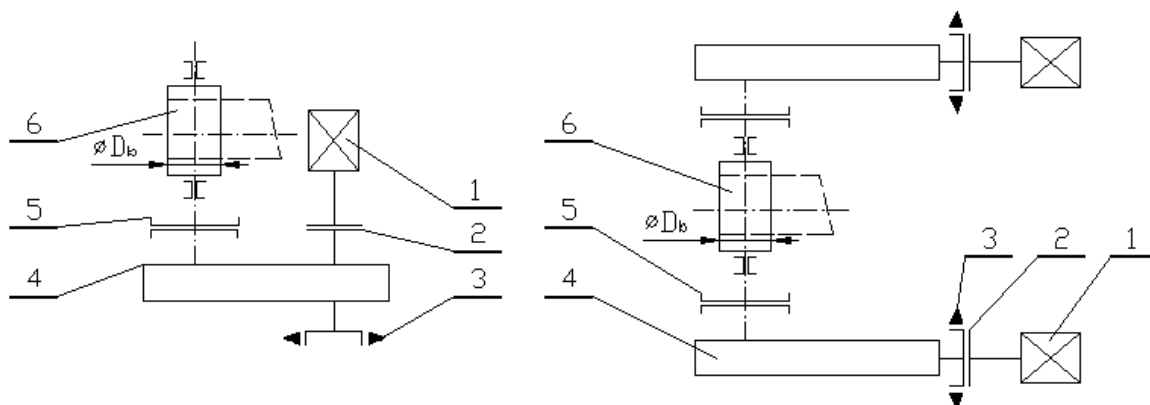
Obr. 12 Některé způsoby uspořádání poháněcích stanic pásových dopravníků [2]

Na obr. 12 jsou schématicky znázorněny možné upořádání poháněcí stanice:

- a) jednobubnová bez výložníku,
- b) jednobubnová s výložníkem,
- c) dvoububnová bez výložníku,
- d) dvoububnová s výložníkem tzv. S pohon,
- e) dvoububnová s dvěma převáděcími bubny a s výložníkem tzv.  $\Omega$  pohon. [2]

U jednobubnových poháněcích stanic bývá úhel opásání  $180^\circ$  až  $250^\circ$ , u dvoububnových až  $2 \times 220^\circ$ . [2] U provedení s výložníkem je výhodou, že poháněcí stanice je samostatně zakotvena a nemusí brát zřetel na provedení přesypu. V případě použití S pohonu uvažujeme s tím, že na první hnací buben nabíhá pás z druhé strany, která je znečištěna od dopravovaného materiálu a tím je součinitel tření mezi bubnem a pásem menší.

Pro pohon pásových dopravníků se nejčastěji používají čtyřpólové asynchronní motory s kotvou na krátko 1. Mezi motorem a převodovkou se používají pružné spojky 2 (např. Periflex, Rexnord Omega). Dále se mezi převodovkou 4 a hnacím bubnem 6 nachází nepružná spojka 5 (např. přírubová nebo zubová). Na vstupní straně převodovky, pokud je to nutné se nachází brzda 3 (např. Svenborg Brakes). V současné době se používají brzdy kotoučové.



příčné uspořádání pohonu

podélné uspořádání pohonu

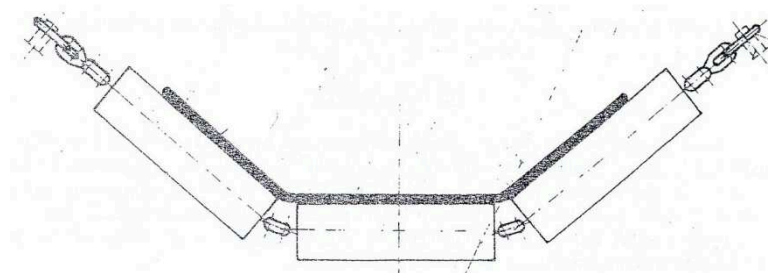
Obr. 13 Schéma pohonu hnacího bubnu [2]

### 2.1.2 Vratná stanice

Vratný buben je uložen v jednoduché konstrukci na valivých ložiskách a je konečným článkem dopravníku. Vratná stanice je vybavena čističem pásu ve vratné větvi před náběhem pásu na buben (např. dvoububnový pohon). U kratších dopravníků se vratného bubnu využívá také k napínání pásu.

### 2.1.3 Nosná konstrukce

Tvoří trať pásového dopravníku mezi vratným a poháněcím bubnem. Slouží k podepření a vedení dopravního pásu v horní a spodní větvi. Je tvořena válečkovými stolicemi, podélnými nosníky s podpěrami, horními a spodními válečky. Nejpoužívanější nosná konstrukce sestává s článků trati, které jsou navzájem spojené šrouby. Nejběžněji se používá tříválečkové provedení horní větve, dvouválečkové uspořádání spodní větve. Ve speciálních případech je tzv. girlandové provedení s válečky zavěšenými na nosné konstrukci.



Obr. 14 Girlandová válečková stolice

#### 2.1.4 Dopravní pás

Tvoří nekonečný pás obíhající okolo koncových bubnů, plní funkci nesení materiálu, břemen a osob na dopravní lince a také plní funkci tažného prvku, který přenáší všechny pohybové odpory vznikající při jeho oběhu.

Dopravní pás je tvořen kostrou, která slouží na přenos síly z pohonné jednotky prostřednictvím hnacího bubnu na dopravní pás a následně na přepravovaný materiál. Zároveň zabezpečuje dopravnímu pásu potřebnou pevnost a protiprůrazovou odolnost. Je tvořena z několika vrstev textilních vložek, které jsou pogumované vrstvou speciální gumové směsi zabezpečující adhezivní vlastnosti mezi vložkami. Kostra je tvořena z polyamidových tkanin (P), nebo polyesterových tkanin v osnově a polyamidových tkanin v příčném směru (EP). Krycí vrstvy chrání kostru dopravního pásu proti klimatickým vlivům prostředí, mechanickému poškození a působení vnějších vlivů. Svými vlastnostmi musí odolávat agresivním účinkům přepravovaného materiálu a prostředí. Krycí vrstvy přicházejí do kontaktu s válečky a bubny dopravníku a chrání kostru před nepříznivými účinky otěru. Vyrábí se v pevnostních řadách od 200 do 3500 N·mm<sup>-1</sup> a v šířkách od 400 do 2400 mm.

Jelikož se dopravní pásy vyrábí a dopravují v určitých délkách, je nutno je pro použití u dopravníku navzájem spojovat.

Spoje dopravních pásů jsou dvojího druhu:

- rozebíratelné,
- nerozebíratelné.

Do první skupiny patří mechanické spojování, které se provádí různými druhy mechanických spon. Lze je používat tam, kde předpokládáme změnu umístění a délku pásu. Výhodou těchto spojů je poměrně rychlé provedení, nevýhodou snížená pevnost spoje.

Do druhé skupiny patří spojování dopravních pásů za studena lepením a za tepla vulkanizací. Výhodou a nevýhodou obou těchto způsobů jsou přesně opačné než u mechanického spojování.

### **2.1.5 Napínací zařízení**

Je zařízení, které zajišťuje předpětí dopravního pásu, potřebné pro přenos tažné síly třením z hnacího bubnu a pro zamezení nadměrného průhyb dopravního pásu mezi válečkovými podpěrami.

Napínací zařízení dělíme do dvou skupin:

- zařízení kompenzující jen trvalé prodloužení pásu (s pevným napínacím bubnem),
- zařízení kompenzující trvalé i pružné prodloužení pásu (s posuvným napínacím bubnem).

První skupina napínacích zařízení je vhodná pro kratší dopravníky (do 100 m délky) a napínání se provádí pohybem vratného bubnu.

Pro druhou skupinu napínacích zařízení je charakteristické, že napínací buben se při změně tahů v dopravním pásu pohybuje a tím kompenzuje změnu jeho délek. Zajišťuje se tím v podstatě konstantní velikost odbíhající (nabíhající) síly za všech provozních podmínek dopravníku.

### **2.1.6 Příslušenství pásových dopravníků**

K příslušenství pásových dopravníků patří:

- zařízení pro přivádění materiálu na pás,
- zařízení pro odvádění materiálu z pásu,
- zařízení pro čištění pásu.



Materiál je přiváděn na pás do násypek. Zde je dopravní pás a jeho podpěrné prvky vystaveny účinkům padajícího materiálu a tím musí pohltit velké množství kinetické energie. Proto je důležité, aby dopadová výška byla co nejmenší a materiál byl přiváděn ve směru dopravy. Materiál se z dopravního pásu odebírá na výsypném bubnu nebo v libovolném místě pomocí shrnovače nebo shazovacího vozu. Pokud je materiál předán na další dopravník, hovoříme o přesypu, pokud doprava končí hovoříme o výsypu. Přesypy mohou být přímé, nebo boční. Shrnovače jsou jedno nebo oboustranné. Jsou na jednom místě pásového dopravníku, dle potřeba jich může být několik. Stěrače dopravních pásů představují účinný způsob údržby a čištění dopravních pásů. Jsou umístěny přímo na výsypný buben nebo v jeho bezprostřední blízkosti. Nejpoužívanější jsou segmentové stěrače.



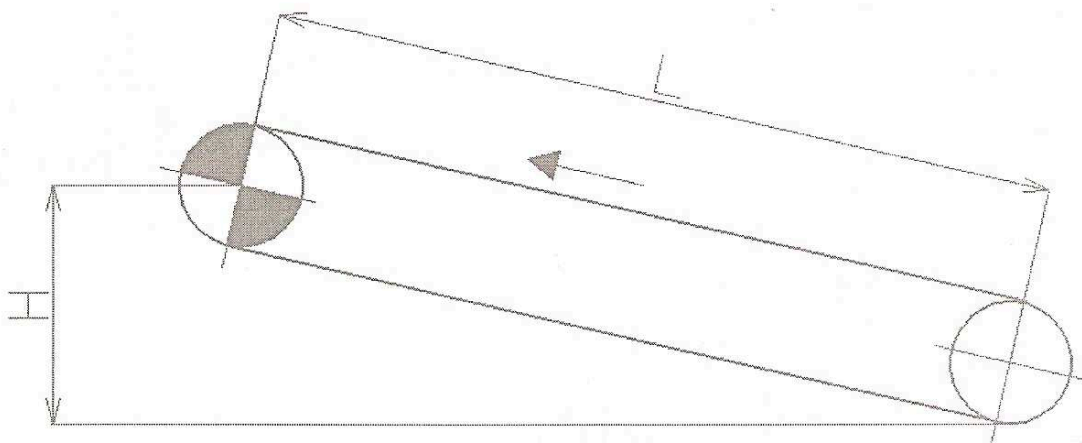
Obr. 15 Čelní stěrač (typ CJPU)

Čelní stěrač vyniká svou jednoduchou konstrukcí, která zaručuje výbornou kvalitu stírání po celou dobu životnosti stíracího segmentu z polyuretanu. Umisťuje se na čelo vynášecího bubnu cca 15° - 20° pod osu dopravníku. Přítlak vůči pásu zabezpečuje tělo segmentu vyrobené z otěruvzdorného polyuretanu, ale díky jeho tuhosti také napínací elementy, ve kterých je stěrač připevněn k dopravníku. Setřený materiál tak nepřichází do styku s žádnými mechanicky pohyblivými díly stěrače.

## 2.2 Výpočet pohonu pásového dopravníku spojovacího mostu

### 2.2.1 Parametry dopravníku

Délka trati:	$L = 46 \text{ m}$
Celkové převýšení:	$H = 12 \text{ m}$
Šířka dopravního pásu:	$B = 1,4 \text{ m}$
Úhel sklonu dopravníku:	$\varepsilon = 17^\circ$
Rychlost dopravníku:	$v = 4,84 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
Dopravované množství:	$Q = 3500 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$
Uspořádání horní stolice:	tříválečkové
Průměr pohánecího bubnu	$D_b = 1000 \text{ mm}$



Obr. 16 Schéma dopravníku

### 2.2.2 Základní parametry dopravovaného materiálu

dopravovaná hmota	sypná hmotnost $\rho_s \text{ [kgm}^3\text{]}$	dynamický sypný úhel $\psi_{dyn} [^\circ]$
Skrývka	1500	20

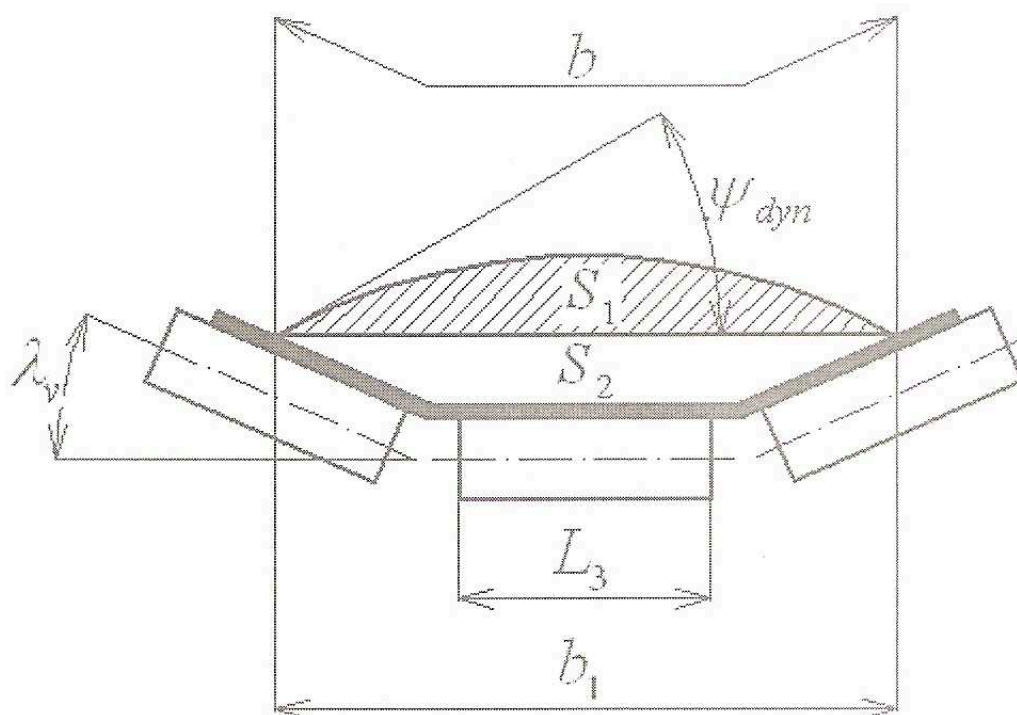
Tab. 1 Hodnoty základních parametrů dopravovaného materiálu [1]

### 2.2.3 Požadovaný průřez náplně pásu $S_p$ [m<sup>2</sup>]

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot k_\varphi \cdot \rho_S \cdot v} = \frac{3500}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 1500 \cdot 4,84} = 0,167 \text{ m}^2 \quad [2.1]$$

$k_\varphi$  - koeficient plnění  $\langle 0,7; 0,9 \rangle$  [–], volím  $k_\varphi = 0,8$

### 2.2.4 Plocha náplně pásu $S$ [m<sup>2</sup>]



Obr. 17 Schéma tříválečkového uspořádání

Volím válečky od firmy PRECISMECA – MONTAN GMBH LEIPZIG

šířka pásu <b>B</b> [m]	průměr horních válečků [mm]	průměr spodních válečků [mm]	délka horního válečku <b>L<sub>3</sub></b> [m]	délka spodního válečku <b>L<sub>1</sub></b> [m]	hmotnost horního válečku <b>m<sub>vh</sub></b> [kg]	hmotnost spodního válečku <b>m<sub>vs</sub></b> [kg]
1,4	133	89	0,530	0,800	12,3	10,5

Tab. 2 Rozměry zvolených válečků [6]

$$S = S_1 + S_2 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \tan \psi_{dyn} + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - L_3^2) \cdot \tan \lambda_v$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot 1,087^2 \cdot \tan 20^\circ + \frac{1}{4} \cdot (1,087^2 - 0,530^2) \cdot \tan 35^\circ$$

$$S = 0,229 \text{ m}^2 \quad [2.2]$$

Úhel sklonu bočních válečků jsem zvolil  $\lambda_v = 35^\circ$

$$S_1 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \tan \psi_{dyn} = \frac{1}{6} \cdot 1,087^2 \cdot \tan 20^\circ = 0,072 \text{ m} \quad [2.3]$$

**Využitelná ložná šířka pásu:**

$$b = 0,9 \cdot B - 0,5 = 0,9 \cdot 1,4 - 0,5 = 1,21 \text{ m} \quad [2.4]$$

**Světlá šířka bočního vedení:**

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda_v + L_3 \cdot (1 - \cos \lambda_v)$$

$$b_1 = 1,21 \cdot \cos 35^\circ + 0,530 \cdot (1 - \cos 35^\circ)$$

$$b_1 = 1,087 \text{ m} \quad [2.5]$$

**Součinitel sklonu:**

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) = 1 - \frac{0,072}{0,229} \cdot (1 - 0,523) = 0,850$$

$$k_1 = \left( \frac{\cos^2 \varepsilon - \cos^2 \psi_{dyn}}{1 - \cos^2 \psi_{dyn}} \right)^{0,5} = \left( \frac{\cos^2 17 - \cos^2 20}{1 - \cos^2 20} \right)^{0,5} = 0,523 \quad [2.6]$$

Jelikož je dopravovaná hmota dopravována na skloněnou část pásu, je nutno S násobit korekčním součinitelem.

$$S_s = k \cdot S = 0,850 \cdot 0,229 = 0,195 \text{ m}^2 \quad [2.7]$$

### 2.2.5 Porovnání $S_s$ a $S_p$

Musí být zajištěna podmínka, že skutečný průřez náplně pásu  $S_s$  musí být větší než požadovaný průřez náplně pásu  $S_p$ .

$$S_s > S_p$$

$$0,195 > 0,167$$

**Podmínka je splněna**

### 2.2.6 Parametry pásu

Na spojovacím mostě je použit dopravní pás PA 500/3 od firmy MATADOR s označením TRANSBELT. Tento dopravní pás je z polyamidovou kostrou, která se vyznačuje vysokou elasticitou, pevností v tahu a vysokou odolností vůči průrazům.

Jmenovitá pevnost v tahu $\sigma_t [Nmm^{-1}]$	Dovolené namáhání v tahu $\sigma_{dov} [Nmm^{-1}]$	Celková tloušťka [mm]	Plošná hmotnost $m_p'$ [kgm <sup>2</sup> ]
500	50	8,4	9,75

Tab. 3 Parametry pásu

**Měrná hmotnost dopravního pásu:**

$$m_p = m_p' \cdot B = 9,75 \cdot 1,4 = 13,65 \text{ kgm}^{-1} \quad [2.8]$$

### 2.2.7 Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$F = F_1 + F_2 + F_p \quad [2.9]$$

$F_1$  – síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku [N] (hlavní odpory dopravníku),

$F_2$  – síla potřebná k překonávání dopravní výšky [N],

$F_p$  – přídatné a vedlejší odpory dopravníku [N] (vázány na konkrétní odpory).

#### 2.2.7.1 Výpočet síly potřebné k překonání pohybových odporů

$$F_1 = w \cdot L \cdot g \cdot [(2 \cdot m_p + q) \cdot \cos \varepsilon + m_v]$$

$$F_1 = 2,57 \cdot 46 \cdot 9,81 \cdot [(2 \cdot 13,65 + 200,9) \cdot \cos 17^\circ + 23,7] = 28049 \text{ N} \quad [2.10]$$

**Pro kratší dopravníky  $L \leq 80$  m platí vztah:**

$$w = f + C = 0,02 + 2,55 = 2,57 \quad [2.11]$$

Globální součinitel tření jsem zvolil  $f = 0,02$ , základní hodnota je  $\langle 0,016; 0,03 \rangle$ .

**Měrná hmotnost rotujících částí válečků:**

$$m_v = \frac{m_{vh} \cdot n_{vh}}{t_1} + \frac{m_{vs} \cdot n_{vs}}{t_2} = \frac{12,3 \cdot 3}{2} + \frac{10,5 \cdot 2}{4} = 23,7 \text{ kgm}^{-1} \quad [2.12]$$

$n_{vh}$  – počet válečků v horní větvi      3 válečky

$n_{vs}$  – počet válečků ve spodní větvi      2 válečky

$t_1$  – rozteč podpěr horní větve      2 m

$t_2$  – rozteč podpěr spodní větve      4 m

**Součinitel vedlejšího odporu:**

$$C \geq 1,02$$

$$2,55 \geq 1,02 \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje} \quad [2.13]$$

**Měrná hmotnost dopravovaného materiálu:**

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{3500}{3,6 \cdot 4,84} = 200,9 \text{ kgm}^{-1} \quad [2.14]$$

### 2.2.7.2 Výpočet síly potřebné k překonání dopravní výšky

$$F_2 = q \cdot H \cdot g = 200,9 \cdot 12 \cdot 9,81 = 23650 \text{ N} \quad [2.15]$$

### 2.2.7.3 Výpočet přídatných a vedlejších odporů dopravníku

$$F_p = F_{n1} + F_{n2} + n_B + F_B + n_C + F_C + F_{BV} + F_S + F_{SV}$$

$$F_p = 4706 + 670,2 + 1 + 1000 + 2 + 420 + 0 + 0 + 7561 = 14360 \text{ N} \quad [2.16]$$

Dopravník obsahuje jeden nepoháněný buben ( $n_B = 1$ ), dva čističe pásu ( $n_C = 2$ ). Shrnovač materiálu ani boční vedení není součástí dopravníku ( $F_S, F_{BV} = 0$ ).

**Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování:**

$$F_{N1} = q \cdot v \cdot (v - v_0) = 200,9 \cdot 4,84 \cdot (4,84 - 0) = 4706 \text{ N} \quad [2.17]$$

**Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlení:**

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_S \cdot b_1^2} = \frac{0,6 \cdot 200,9^2 \cdot 9,81 \cdot 5}{1500 \cdot 1,087^2} = 670,2 \text{ N} \quad [2.18]$$

$L_N$  – délka násypky ( $L_N = 5 \text{ m}$ )

$\mu_B$  – součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením,  $\in \langle 0,5; 0,7 \rangle$ , volím 0,6.

**Odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu:**

$$F_B = 1000 \text{ N}$$

**Odpor čističe pásu:**

$$F_C = 300 \cdot B = 300 \cdot 1,4 = 420 \text{ N} \quad [2.19]$$

**Odpor shazovacího vozu:**

$$F_{sv} = q \cdot H_1 \cdot g + 1600 \cdot B = 200,9 \cdot 2,7 \cdot 9,81 + 1600 \cdot 1,4 = 7561 \text{ N} \quad [2.20]$$

$H_1$  – převýšení shazovacího vozu ( $H_1 = 2,7 \text{ m}$ )

**Výsledná obvodová síla na poháněcím bubnu:**

$$F = F_1 + F_2 + F_p = 28049 + 23650 + 14360 = 66059 \text{ N} \quad [2.21]$$

**Největší tah v pásu:**

$$F_{max} = F \cdot k_s = 66059 \cdot 1,3 = 85877 \text{ N} \quad [2.22]$$

**2.2.8 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku**

$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} = \frac{85877 \cdot 4,84}{10^3 \cdot 0,95} = 437,5 \text{ kW} \quad [2.23]$$

$\eta$  – účinnost poháněcí stanice,  $\in \langle 0,85; 0,95 \rangle$ , volím 0,95.

## 2.2.9 Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

**Statický moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel motoru:**

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot F \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} = \frac{1}{1} \cdot 66059 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 16} = 2173 \text{ Nm} \quad [2.24]$$

$i_p$  – převodový poměr převodovky

$$i_p = \frac{n_M}{v} \cdot \pi \cdot D_B = \frac{24,67}{4,84} \cdot \pi \cdot 1 = 16,01$$

$n_M$  – otáčky el. motoru  $1480 \text{ min}^{-1} = 24,67 \text{ s}^{-1}$

$$M_{SM} \leq M_M$$

$$2173 \leq 2500$$

Elektromotor vyhovuje požadavku.

## 2.2.10 Kontrola brzdy

**Dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot dopravníku, redukováný na hřídel motoru:**

$$M_{DM} = \left[ (q + 2 \cdot m_p + m_v) \cdot L \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D_b} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} + n_e \cdot \frac{2 \cdot (J_p + J_s + J_m)}{D_b \cdot \eta} \right] \cdot \frac{v}{t_b}$$

$$M_{DM} = \left[ (200,9 + 2 \cdot 13,65 + 23,7) \cdot 46 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 16} + \frac{2 \cdot 1145}{1} \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 16} + 1 \cdot \frac{2 \cdot (11 + 20 + 51)}{1 \cdot 0,95} \right] \cdot \frac{4,84}{8}$$

$$M_{DM} = 427 \text{ Nm} \quad [2.25]$$



### 2.2.10.1 Brzdňý moment potřebný k zastavení dopravníku

$$M_{B1} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[ M_{DM} - (0,7 \cdot F_1 + F_2 + F_p) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{max}}{i_p} \right] \cdot k_B$$

$$M_{B1} = \frac{1}{1} \cdot \left[ 427 - (0,7 \cdot 28049 + 23650 + 14360) \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{0,95}{16} \right] \cdot 1,5$$

$$M_{B1} = -1926 \text{ Nm} \quad [2.26]$$

### 2.2.10.2 Brzdňý moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu

$$M_{B2} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[ (-0,7 \cdot F_1 + |F_2| - F_p) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{max}}{i_p} \right] \cdot k_B$$

$$M_{B2} = \frac{1}{1} \cdot \left[ (-0,7 \cdot 28049 + |23650| - 14360) \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{0,95}{16} \right] \cdot 1,5$$

$$M_{B2} = -461 \text{ Nm} \quad [2.27]$$

$n_B$  – počet brzd,

$k_B$  – součinitel bezpečnosti brzdy  $\in \langle 1,3; 2,1 \rangle$ , volím 1,5,

$t_b$  – doba brzdění dopravníku [s],

$\Sigma J_b$  – moment setrvačnosti všech bubnů dopravníku [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]

$J_p, J_s, J_M$  – moment setrvačnosti převodovky, spojky, motoru [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]

$M_B$  – moment použité brzdy [Nm]

$$M_{B1}; M_{B2} \leq M_B$$

$$-1926; -461 \leq 17000$$

Brzda svým momentem stačí na udržení pásového dopravníku v klidu.

## 2.2.11 Tahy v dopravním pásu

### 2.2.11.1 Odbíhající síla

$$F_o = F_{max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} = 85877 \cdot \frac{1}{e^{0,35 \cdot 3,229} - 1} = 40969 \text{ N} \quad [2.28]$$

$$\alpha_G = \frac{185 \cdot \pi}{180} = 3,229 \text{ rad}$$

### 2.2.11.2 Nabíhající síla

$$F_n = F_o + F = 40969 + 66059 = 107028 \text{ N} \quad [2.29]$$

### 2.2.11.3 Napínací síla

$$F_z \geq 2 \cdot (F_o - m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon) = 2 \cdot (40969 - 13,65 \cdot 46 \cdot 9,81 \cdot \sin 17^\circ)$$

$$F_z \geq 78335 \text{ N} \quad [2.30]$$

## 2.2.12 Skutečné tahy v dopravním pásu

### 2.2.12.1 Skutečná odbíhající síla

$$F_{oS} = \frac{1}{2} \cdot F_z + m_p \cdot g \cdot L \cdot \sin \varepsilon = 0,5 \cdot 78335 + 13,65 \cdot 9,81 \cdot 46 \cdot \sin 17^\circ$$

$$F_{oS} = 40969 \text{ N} \quad [2.31]$$

### 2.2.12.2 Skutečná nabíhající síla

$$F_{nS} = \frac{1}{2} \cdot F_z + F + m_p \cdot g \cdot L \cdot \sin \varepsilon$$

$$F_{nS} = 0,5 \cdot 78335 + 66059 + 13,65 \cdot 9,81 \cdot 46 \cdot \sin 17^\circ$$

$$F_{nS} = 107028 \text{ N} \quad [2.32]$$

### 2.2.13 Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

$$p = \frac{F_{nS} + F_{oS}}{D_b \cdot B} = \frac{107028 + 40969}{1 \cdot 1,4} \cdot 10^{-6} = 0,10 \text{ MPa} \quad [2.33]$$

$$p_{dov} = 0,15 \text{ MPa}$$

### 2.2.14 Pevnostní kontrola dopravního pásu

$$F_{dov} = \sigma_{dov} \cdot B \geq T_{max} \quad [2.34]$$

$$T_{max} = F_{nS} \text{ nebo } F_{oS} \quad [2.35]$$

$$F_{dov} = 50 \cdot 1400 = 70000 \text{ N}$$

$$T_{max} = F_{oS} = 40968 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{F_{dov} &\geq T_{max}} \\ \mathbf{70000 &\geq 40968} \end{aligned}$$

Zvolený dopravní pás vyhovuje.

### **3 Konstrukční návrh poháněcího bubnu spojovacího výložníku**

#### **3.1 Bubny**

Bubny pásových dopravníků současně s pásem jsou důležitými prvky celého strojního celku, které ovlivňují jeho parametry (dopravní výkon, potřebný příkon, bezpečnost provozu apod.). Jejich dimenzování není jednoduché a to nejen z důvodů jejich konstrukce, ale také z důvodů pružnosti celého dopravního systému, především dopravního pasu, který vnáší do tohoto strojního celku dynamické prvky, ovlivňující zatížení bubnů a to jak hnacích, tak i hnaných. Bubny jsou buď lité, nebo svařované. Povrch pláště bývá rovný s konickými konci nebo mírně bombírován pro lepší vedení pasu. Hnací bubny se většinou umísťují na přesypovou stranu dopravníku a musí zabezpečit přenos vysokých obvodových sil na pas. Proto bývá pro přenos vyšších výkonů, za účelem zvětšení součinitele smykového tření jejich povrch pogumován a opatřen rýhami. V současné době může být povrch i keramický. U bubnů dochází také k jeho deformacím a následným destrukcím. Jednou z příčin je tuhá vazba mezi čelem a hřídelí bubnu. Díky této vazbě dochází ke značnému střídavému namáhání a to hlavně v oblasti svarů (spojení čela s hřídelí, respektive s nábojem upevněným na hřídeli a čela s pláštěm). Toto jsou místa, kde nejčastěji dochází k trhlinám, které následně vedou k destrukci bubnů. U již vyrobených bubnů je vhodným řešením přivaření žeber mezi nábojem, pláštěm a čelem. Toto řešení je nejjednodušší, rychlé a díky dostatečné stykové ploše mezi rozpěrnými kroužky a hřídelí nedochází k nadměrným otlacením a deformacím zmíněných spojených částí bubnu. Výpočet bubnů je poměrně komplikovaný, neboť se jedná o strojní část, která je z hlediska pružnosti pevnosti staticky neurčitá a to jak pro ohybové, tak také pro kroutící momenty. Lze provést dva způsoby výpočtu bubnu a to dle literatury nebo podnikové normy. Předpoklady obecného postupu jsou naznačeny na řešení hnacího bubnu (nepoháněný buben je výpočtově jednodušší). Je uvažován homogenní izotropní materiál s lineární závislostí napětí  $\sigma$  na proměnné deformaci  $\epsilon$ . Předpokládá se, že v žádném bodě tělesa nepřesáhne redukované napětí mez úměrnosti. Materiál bubnů je namáhán na únavu. Z toho důvodu musí být napěťový stav řešen tak, aby bylo zřejmé, které složky (obecně trojosého) napěťového stavu jsou časově proměnné a které nikoli.

Výsledný napěťový stav v obecném bodě bubnu lze pak řešit s dílčích zatížení (diferenciace zátěžných momentů) a to superpozicí dílčích napěťových stavů (od dílčích zátěžných účinků). Na bubnu zatíženém maximálními silami vyplývajícími z rozběhu se kontroluje statická pevnost hřídele a přesahy tlakového spojení náboje s hřídelem.

Z nominálních hodnot zatížení se kontroluje u hřídele bezpečnost k mezi únavy, napětí v čele a plášti, úhly sklonu ohybové čáry v místě uložení náboje (čela), které se porovnávají s dovolenými hodnotami. Bubny pásových dopravníků patří mezi stěžejní prvky celého strojního zařízení. Rozlišujeme dva typy bubnů, hnací a hnaný buben. Je zřejmé, že nejvíce namáhané jsou poháněcí bubny, které kromě přenosu sil v rovině čel bubnu (sil v páse), zajišťují přenos krouticího momentu na pás, respektive tažný element a také zatížení od zavěšených poháněcích jednotek. Běžně však dochází k destrukci relativně méně namáhaného hnaného bubnu a to především díky jeho nevhodné konstrukci.

### 3.2 Obložení bubnu

Při návrhu pásového dopravníku je třeba navrhnout co nejlepší povrch poháněcího bubnu. Vedle druhu obložení, hraje velkou roli čistota povrchu hnacího bubnu. Oba tyto parametry mají velký vliv na součinitel tření mezi dopravním pásem a poháněcím bubnem.

Povrchy bubnů:

- ocelové,
- pryžové,
- dřevěné,
- s keramickými destičkami.

<b>Povrch bubnu</b>	Ocelový hladký	Pogumovaný hladký	Pogumovaný drážkovaný	Pogumovaný s keramickými destičkami
suchý	0,3 – 0,4	0,63 – 0,72	0,67 – 0,80	0,74 – 0,83
mokrý, čistý	0,1 – 0,2	0,21 – 0,28	0,29 – 0,36	0,48 – 0,78
mokrý, znečištěný	0,05 – 0,1	0,06 – 0,1	0,20 – 0,26	0,42 – 0,51

Tab. 4 Hodnoty součinitele tření [2]

### 3.2.1 Hladký ocelový buben

Plášť bubnu je vyroben svinutím plechu, na který se přivaří čela. Čela bubnu jsou z plechu, litá nebo kovaná. Nevýhodou těchto bubnů je malý součinitel tření. Proto se tyto bubny nepoužívají v těžkých podmínkách a při velkých výkonech.

### 3.2.2 Buben s keramickými destičkami

Tyto bubny se používají v těžkých provozech, keramické obložení zabraňuje prokluzu pásu i v těch nejtěžších podmínkách.

Výhody keramického obložení jsou v tvrdosti, otěruvzdornosti a tepelné odolnosti. nevýhodou je křehkost destiček a vyšší cena.

Keramické destičky se dodávají v pásech, který se přivařuje na povrch bubnu. Z důvodu křehkosti destiček se dbá na to aby nedošlo ke kontaktu keramických destiček s ocelovou konstrukcí. Nejčastěji se používají keramické destičky FLEX – LAG, které lze provozovat i v nejtěžších podmínkách. Podobně jako u drážkovaných pogumovaných bubnů, také i keramika Flex – Lag umožňuje vytěsňování naneseného materiálu z povrchu hnacího bubnu.



Obr. 18 Keramické obložení bubnů Flex – Lag Weld [7]

Instalace běžného keramického obložení se provádí lepením nebo přivařením na buben v závislosti na typu keramiky.

Zkušenosti s keramikou Flex – Lag:

- bezproblémový rozběh pásu,
- výrazné zvýšení bezpečnosti provozního zařízení,
- vysoká životnost upraveného bubnu (12 let a více),
- úspora elektrické energie (lze nainstalovat el. motor o nižším výkonu),
- možnost prodloužení trati (až o 30%),
- odolnost keramiky proti chemikáliím,
- elektrická nevodivost použité keramiky,
- snadná instalace,
- snadná oprava poškozeného místa.

### 3.2.3 Buben obložený pryží

Pogumování hnacích bubnů způsobuje lepší přenosovou schopnost tažné síly z bubnu na pás. Dále zabraňuje opotřebování pláště bubnů a spodní vrstvy dopravního pásu, také zlepšuje odvod vody. Pogumované hnací bubny se vyrábějí ve dvou provedeních, jako buben hladký nebo opatřen drážkami. Hnací buben opatřen drážkami zvyšuje více součinitel tření a zlepšuje odvod vody.



Obr. 19 Pogumovaný hnací buben [7]

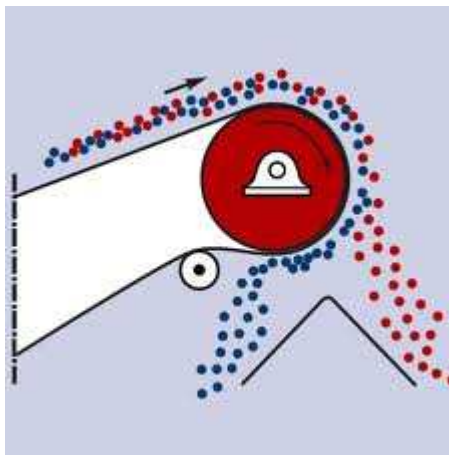
### 3.3 Speciální bubny

#### 3.3.1 Hnací magnetické bubny

Hlavním úkolem magnetického hnacího bubnu je separace materiálu. Jedná se o separaci magnetických částic ze sypkých materiálů, nejčastěji malé zrnitosti. Magnetický buben pracuje na principu přitažlivosti magnetického pole.



Obr. 20 Hnací magnetický buben [6]



Obr. 21 Princip magnetického bubnu



### 3.3.2 Žebrové bubny

Jejich hlavní funkcí je odlepování nalepeného materiálu na dopravním pásu.



Obr. 22 Žebrový buben

### 3.3.3 Klecové bubny

Mají stejnou funkci jako žebrové bubny. Používají se pro dopravu velmi vlhkých materiálů.



Obr. 23 Klecový buben

### 3.4 Výpočet bubnu

Výpočet se týká bubnu o průměru  $\varnothing$  1000 mm, pro pás šířky 1400 mm, dopravní rychlost  $4,84 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  s pohonem 1 x 315 kW. Pro tento jedno bubnový pohon můžeme spočítat jednotlivé síly na bubnu:  $T_1 = 107028 \text{ N}$  a  $T_2 = 40969 \text{ N}$ .

#### 3.4.1 Kontrola hřídele

**Ohybový moment na hřídeli v ose čela:**

$$M_o = \frac{T_1 + T_2}{2} \cdot l = \frac{107028 + 40969}{2} \cdot 455 = 336,6 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \quad [3.1]$$

**Momenty od pohonu:**

$$M_x = M_p = 304,3 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$$M_y = 231,3 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

**Výsledný moment:**

pod čelem:

$$M = \sqrt{M_T^2 + M_P^2} = \sqrt{(M_o + M_y)^2 + M_p^2}$$

$$M = \sqrt{(366,6 \cdot 10^5 + 231,3 \cdot 10^5)^2 + (304,3 \cdot 10^5)^2} = 670,7 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \quad [3.2]$$

v řezu I-I:

$$M_I = \sqrt{(M_{oI} + M_y)^2 + M_x^2}$$

$$M_I = \sqrt{(203,5 \cdot 10^5 + 231,3 \cdot 10^5)^2 + (304,3 \cdot 10^5)^2} = 530,7 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \quad [3.3]$$

$$M_{oI} = \frac{T_1 + T_2}{2} \cdot 275 = \frac{107028 + 40969}{2} \cdot 275 = 203,5 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \quad [3.4]$$

**Napětí pod čelem:**

$$\sigma_o = \frac{M}{W_o} = \frac{670,7 \cdot 10^5}{7,85 \cdot 10^5} = 85 \text{ MPa} \quad [3.5]$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 200^3}{32} = 7,85 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad [3.6]$$

**Napětí v řezu I-I:**

$$\sigma_{oI} = \frac{M_I}{W_{oI}} = \frac{530,7 \cdot 10^5}{7,85 \cdot 10^5} = 68 \text{ MPa} \quad [3.7]$$

Dále určíme bezpečnost pro normálové napětí pro průřez I-I, jenž je ovlivněn vrubem - osazením.

$$\alpha_\sigma = 3,6 \cdot 1,12 \cdot 0,72 = 2,9 \quad [3.8]$$

**Bezpečnost pro normálové napětí pro průřez I-I:**

$\sigma_c$  – hodnota meze únavy pro materiál 11 600 je 250 MPa.

$$k_\sigma = \frac{\sigma_c}{\alpha_\sigma \cdot \sigma_{oI}} = \frac{250}{2,9 \cdot 68} \doteq 1,3 \quad [3.9]$$

**Bezpečnost pro smykové napětí ve zvoleném průřezu:**

$$k_\tau = \frac{\tau_c}{\alpha_\tau \cdot \tau_k} = \frac{\tau_c}{\alpha_\tau \cdot 0,35 \cdot \tau} = \frac{150}{2,9 \cdot 0,35 \cdot 5,4} \doteq 27 \quad [3.10]$$

$\tau_c$  – mez únavy pro smykové napětí pro materiál 11 600 je 150 MPa.

$$\alpha_\tau = \alpha_\sigma = 2,9$$

$$\tau_k = \frac{(1-\mu)}{2} \cdot \tau = \frac{(1-0,3)}{2} \cdot \tau = 0,35 \cdot \tau \quad [3.11]$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{85 \cdot 10^5}{15,7 \cdot 10^5} \doteq 5,4 \text{ MPa} \quad [3.12]$$

$$M_k = \frac{T_1 - T_2}{2} \cdot \left( r_t + \frac{t}{2} \right) = \frac{107028 - 40969}{2} \cdot \left( 250 + \frac{20}{2} \right)$$

$$M_k = 85 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \quad [3.13]$$

$$W_k = 2 \cdot W_{oI} = 2 \cdot 7,85 \cdot 10^5 = 15,7 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad [3.14]$$

**Celková bezpečnost:**

$$k_c = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \frac{1,3 \cdot 27}{\sqrt{1,9^2 + 27^2}} \doteq 1,3 \geq 1,3 \Rightarrow \text{hřídel vyhovuje} \quad [3.15]$$

**3.4.2 Sklon ohybové čáry****Poměr poloměrů čela:**

$$\beta = \frac{b}{a} = \frac{260}{600} = 0,433 \Rightarrow \beta^2 = 0,188 \quad [3.16]$$

**Součinitel závisující na rozměrech čela:**

$$\alpha_2 = \frac{4 \cdot \pi}{12 \cdot (1 - \mu^2)} \cdot \frac{1}{\frac{\beta^2 - 1}{\beta^2 + 1} - \log \beta}$$

$$\alpha_2 = \frac{4 \cdot \pi}{12 \cdot (1 - 0,3^2)} \cdot \frac{1}{\frac{0,188 - 1}{0,188 + 1} - \log 0,433} = 7,56 \quad [3.17]$$

**Moment přenášený čelem:**

$$M_d = \frac{M}{1 + \frac{2 \cdot J}{l_1 \cdot t^3 \cdot \alpha_2}} = \frac{670,7 \cdot 10^5}{1 + \frac{2 \cdot 137,4 \cdot 10^6}{1190 \cdot 18^3 \cdot 7,56}} = 1,98 \cdot 10^6 \text{ Nmm} \quad [3.18]$$

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 230^4}{64} = 137,4 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad [3.19]$$

Tloušťka čela bubnu je  $t = 18 \text{ mm}$ , vzdálenost čel  $l_1 = 1190 \text{ mm}$ .

**Úhel sklonu ohybové čáry v místě uložení náboje čela:**

$$\varphi_h = \frac{M - M_d}{2 \cdot E \cdot J} \cdot l_1 = \frac{670,7 \cdot 10^5 - 1,98 \cdot 10^6}{2 \cdot 0,21 \cdot 10^6 \cdot 137,4 \cdot 10^6} \cdot 1190 = 0,000134^\circ \quad [3.20]$$

Po převodu na minuty  $0,134 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{180}{\pi} \cdot \frac{60}{100} = 0^\circ 01' 65'' < 3' \Rightarrow$  hřídel vyhovuje.

**Kontrola napětí v hřídeli mezi čely – za nábojem:**

$$M = M_h + M_d \Rightarrow M_h = M - M_d$$

$$M_h = 670,7 \cdot 10^5 - 1,98 \cdot 10^6 = 650,9 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \quad [3.21]$$

$$\sigma_o = \frac{M_h}{W_o} = \frac{650 \cdot 10^5}{7,85 \cdot 10^5} \doteq 83 \text{ MPa} \quad [3.22]$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_h^3}{32} = \frac{\pi \cdot 200^3}{32} = 7,85 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad [3.23]$$

### 3.4.3 Kontrola náboje a přesahu

**Požadovaný svěrný moment, který zahrnuje zvolenou bezpečnost (zvolena 2):**

$$M_p = 2 \cdot M_k = 2 \cdot 85 \cdot 10^5 = 170 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \quad [3.24]$$

**Potřebný tlak:**

$$p = \frac{2 \cdot M_p}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 170 \cdot 10^5}{\pi \cdot 230^2 \cdot 455 \cdot 0,1} \doteq 4,5 \text{ MPa} \quad [3.25]$$

**Minimální přesah:**

$$\Delta d_A = \frac{d \cdot p}{E} \cdot (1 + C_1) + H = \frac{230 \cdot 4,5}{210000} \cdot (1 + 2,6) + \frac{4 \cdot (3,2 + 1,6)}{1000}$$

$$\Delta d_A \doteq 0,0369 \text{ mm} \quad [3.26]$$

Konstanta tlakového spojení pro poměr  $\frac{D}{d} = \frac{390}{230} = 1,7 \Rightarrow C_1 = 2,6$

**Parametry uložení:**

H7/t6	t6	H7	přesah
Min	196	0	150
Max	225	46	225

Tab. 5 Parametry uložení

**Kontrola napětí v náboji při toleranci H7/t6:**

$$p_{1max} = p \cdot \frac{\Delta d_{1max}}{\Delta d_A} = 4,5 \cdot \frac{225}{36} \doteq 28 \text{ MPa} \quad [3.27]$$

$$p_{1min} = p \cdot \frac{\Delta d_{1min}}{\Delta d_A} = 24 \cdot \frac{150}{36} \doteq 19 \text{ MPa} \quad [3.28]$$

**Napětí na vnitřním průměru náboje:**

$$\sigma_{t1} = p_{1max} \cdot C_1 = 28 \cdot 2,6 \doteq 73 \text{ MPa} \quad [3.29]$$

**Napětí na vnějším průměru náboje:**

$$\sigma_{t2} = p_{1max} \cdot (C_1 - 1) = 28 \cdot (2,6 - 1) \doteq 45 \text{ MPa} \quad [3.30]$$

**Výsledné redukované napětí na povrchu díry:**

$$\sigma_{red} = p_{1max} \cdot \sqrt{C_1^2 + 2 \cdot \mu \cdot C_1 + 1} = 28 \cdot \sqrt{2,6^2 + 2 \cdot 0,3 \cdot 2,6 + 1}$$

$$\sigma_{red} \doteq 85 \text{ MPa} < 180 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad [3.31]$$

**Bezpečnost k mezi kluzu materiálu 11375:**

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{220}{85} \doteq 2,5 > 1,3 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad [3.32]$$

### 3.4.4 Napětí v čele bubnu v místě svaru

**Jednotlivé parametry:**

$$\rho = \frac{r}{a} = \frac{280}{600} = 0,466 \Rightarrow \rho^3 = 0,101 \quad [3.33]$$

$$\beta = \frac{b}{a} = \frac{260}{600} = 0,433 \Rightarrow \beta^2 = 0,188 \quad [3.34]$$

**Namáhání od průhybu hřídele:**

$$\begin{aligned} \sigma_r^\varphi &= \pm \frac{3 \cdot M_d}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot t^2} \cdot \frac{1}{1 + \beta^2} \cdot \left( 3,3 \cdot \rho - 1,3 \cdot \frac{1 + \beta^2}{\rho} - 0,7 \cdot \frac{\beta^2}{\rho^3} \right) \cdot \cos(\alpha + \alpha_0) \\ \sigma_r^\varphi &= \frac{3 \cdot 1,98 \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot 600 \cdot 18^2} \cdot \frac{1}{1 + 0,188} \cdot \left( 3,3 \cdot 0,466 - 1,3 \cdot \frac{1 + 0,188}{0,466} - 0,7 \cdot \frac{0,188}{0,101} \right) \\ \sigma_r^\varphi &\doteq -12,6 \text{ MPa} \end{aligned} \quad [3.35]$$

$$\begin{aligned} \sigma_t^\varphi &= \pm \frac{3 \cdot M_d}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot t^2} \cdot \frac{1}{1 + \beta^2} \cdot \left( 1,9 \cdot \rho - 1,3 \cdot \frac{1 + \beta^2}{\rho} + 0,7 \cdot \frac{\beta^2}{\rho^3} \right) \cdot \cos(\alpha + \alpha_0) \\ \sigma_t^\varphi &= \frac{3 \cdot 1,98 \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot 600 \cdot 18^2} \cdot \frac{1}{1 + 0,188} \cdot \left( 1,9 \cdot 0,466 - 1,3 \cdot \frac{1 + 0,188}{0,466} + 0,7 \cdot \frac{0,188}{0,101} \right) \\ \sigma_t^\varphi &\doteq -4,6 \text{ MPa} \end{aligned} \quad [3.36]$$

$$\begin{aligned} \tau^\varphi &= \pm \frac{3 \cdot M_d}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot t^2} \cdot \frac{1}{1 + \beta^2} \cdot \left[ 0,7 \cdot \left( -\rho + \frac{1 + \beta^2}{\rho} - \frac{\beta^2}{\rho^3} \right) \right] \cdot \sin(\alpha + \alpha_0) \\ \tau^\varphi &= \frac{3 \cdot 4,89 \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot 600 \cdot 18^2} \cdot \frac{1}{1 + 0,188} \left[ 0,7 \cdot \left( -0,466 + \frac{1 + 0,188}{0,466} - \frac{0,188}{0,101} \right) \right] \\ \tau^\varphi &\doteq 0,7 \text{ MPa} \end{aligned} \quad [3.37]$$

**Namáhání od sil v rovině čela:**

$$\begin{aligned} \sigma_r^T &= \frac{T_1 + T_2}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot t} \cdot \left[ -\frac{0,825}{\rho} + \frac{\frac{8,91 \cdot \beta^2 + 1,69}{\rho^3} + \left( \frac{4,3}{\beta^2} - 1,69 \right) \cdot \rho}{10,8 \cdot \beta^2 + \frac{5,2}{\beta^2}} \right] \cdot \cos \alpha \\ \sigma_r^T &= \frac{107028 + 40969}{2 \cdot \pi \cdot 600 \cdot 18} \cdot \left[ -\frac{0,825}{0,466} + \frac{\frac{8,91 \cdot 0,188 + 1,69}{0,101} + \left( \frac{4,3}{0,188} - 1,69 \right) \cdot 0,466}{10,8 \cdot 0,188 + \frac{5,2}{0,188}} \right] \\ \sigma_r^T &\doteq -0,7 \text{ MPa} \end{aligned} \quad [3.38]$$

$$\sigma_t^T = \frac{T_1 + T_2}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot t} \cdot \left[ \frac{0,175}{\rho} - \frac{\frac{8,91 \cdot \beta^2 + 1,69}{\rho^3} - \left( \frac{12,9}{\beta^2} - 5,07 \right) \cdot \rho}{10,8 \cdot \beta^2 + \frac{5,2}{\beta^2}} \right] \cdot \cos \alpha$$

$$\sigma_t^T = \frac{107028 + 40969}{2 \cdot \pi \cdot 600 \cdot 18} \cdot \left[ \frac{0,175}{0,466} - \frac{\frac{8,91 \cdot 0,188 + 1,69}{0,101} - \left( \frac{12,9}{0,188} - 5,07 \right) \cdot 0,466}{10,8 \cdot 0,188 + \frac{5,2}{0,188}} \right]$$

$$\sigma_t^T \doteq 0,6 \text{ MPa} \quad [3.39]$$

$$\tau^T = \frac{T_1 + T_2}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot t} \cdot \left[ \frac{0,175}{\rho} + \frac{\frac{8,91 \cdot \beta^2 + 1,69}{\rho^3} + \left( \frac{4,3}{\beta^2} - 1,69 \right) \cdot \rho}{10,8 \cdot \beta^2 + \frac{5,2}{\beta^2}} \right] \cdot \sin \alpha$$

$$\tau^T = \frac{107028 + 40969}{2 \cdot \pi \cdot 600 \cdot 18} \cdot \left[ \frac{0,175}{0,466} + \frac{\frac{8,91 \cdot 0,188 + 1,69}{0,101} + \left( \frac{4,3}{0,188} - 1,69 \right) \cdot 0,466}{10,8 \cdot 0,188 + \frac{5,2}{0,188}} \right]$$

$$\tau^T \doteq 4 \text{ MPa} \quad [3.40]$$

**Namáhání kroutícím momentem:**

$$\tau^{Mk} = \frac{T_1 - T_2}{4 \cdot \pi \cdot a \cdot t} \cdot \frac{1}{\rho^2} = \frac{107028 - 40969}{4 \cdot \pi \cdot 600 \cdot 18} \cdot \frac{1}{0,217} \doteq 2,24 \text{ MPa} \quad [3.41]$$

**Součet napětí:**

$$\tan \alpha = \frac{M_x}{M_y + M_o} = \frac{304,3 \cdot 10^5}{231,3 \cdot 10^5 + 336,6 \cdot 10^5} = 0,535 \Rightarrow \alpha = 33^\circ 67' \quad [3.42]$$

$$\sum \sigma_r = \sigma_r^\varphi + \sigma_r^T \cdot \cos \alpha = -12,6 - 0,7 \cdot 0,832 \doteq 13,2 \text{ MPa} \quad [3.43]$$

$$\sum \sigma_t = \sigma_t^\varphi + \sigma_t^T \cdot \cos \alpha = -4,6 + 0,6 \cdot 0,832 \doteq 4,1 \text{ MPa} \quad [3.44]$$

$$\sum \tau = \tau^{Mk} + \tau^T \cdot \sin \alpha = 2,24 + 4 \cdot 0,554 \doteq 4,5 \text{ MPa} \quad [3.45]$$

**Průkaz bezpečnosti svaru:**

$$\chi = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}} = \frac{-\tau^\varphi - \tau^T + \tau^{Mk}}{\tau^\varphi + \tau^T + \tau^{Mk}} = \frac{-0,7 - 4 + 2,24}{0,7 + 4 + 2,24} \doteq -0,4 \quad [3.46]$$

$$\sigma_{dov}^* \text{ pro } \chi = -0,4 \Rightarrow \sigma_{dov}^* = 75,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dov c} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = -1 \Rightarrow \sigma_{dov c} = 63,6 \text{ MPa, pro materiál 1373}$$

Musí platit:

$$\frac{1}{2} \cdot \left[ \frac{\sum \sigma_r + \sum \sigma_t}{\sigma_{dovc}} + \sqrt{\left( \frac{\sum \sigma_r - \sum \sigma_t}{\sigma_{dovc}} \right)^2 + 4 \cdot \left( \frac{\sum \tau}{\sigma_{dov}^*} \right)^2} \right] \leq 1$$

$$\frac{1}{2} \cdot \left[ \frac{13,2 + 4,1}{63,6} + \sqrt{\left( \frac{13,2 - 4,1}{63,6} \right)^2 + 4 \cdot \left( \frac{4,5}{75,7} \right)^2} \right] \leq 1$$

**0,23 ≤ 1 ⇒ vyhovuje**

[3.47]

### 3.4.5 Kontrola pláště bubnu

**Parametry pláště:**

t = 20 mm

l = 1550 mm

r<sub>t</sub> = 615 mm

**pomocná veličina:**

$$k = \frac{t^2}{12 \cdot r_t^2} = \frac{20^2}{12 \cdot 615^2} \Rightarrow 10^5 k = 8,81 \quad [3.48]$$

$$x = \frac{l}{2} = \frac{1550}{2} = 775 \text{ mm} \quad [3.49]$$

$$\lambda = \frac{\pi \cdot r_t}{l} = \frac{\pi \cdot 615}{1550} = 1,247 \Rightarrow \lambda \cdot \frac{x}{r_t} = 1,247 \cdot \frac{775}{615} = 1,57 \quad [3.50]$$

$$\sin\left(\lambda \cdot \frac{x}{r_t}\right) = 1; \cos\left(\lambda \cdot \frac{x}{r_t}\right)$$

**Součty Fourierových řad pro 10<sup>5</sup> k = 8,81 a λ = 1,247 určíme jednotlivé složky napětí od souměrného a nesouměrného zatížení:**

$$\sum \bar{R}_{mx} = 2,8; \sum \bar{R}_{m\alpha} = 4,5; \sum \bar{R}_{mx\alpha} = 2,2; \sum \bar{\bar{R}}_{mx} = 4,2; \sum \bar{\bar{R}}_{m\alpha} = 6,5; \sum \bar{\bar{R}}_{mx\alpha} = 3,4$$

**Jednotlivá napětí:**

$$\sigma_x = \left( \frac{T_1 + T_2}{2 \cdot l \cdot t} \cdot \sum \bar{R}_{mx} + \frac{T_1 - T_2}{\pi \cdot l \cdot t} \cdot \sum \bar{\bar{R}}_{mx} \right) \cdot \sin\left(\lambda \cdot \frac{x}{r_t}\right)$$

$$\sigma_x = \left( \frac{107028 + 40969}{2 \cdot 1550 \cdot 20} \cdot 2,8 + \frac{107028 - 40969}{\pi \cdot 1550 \cdot 20} \cdot 4,2 \right) \cdot 1$$

$$\sigma_x \doteq 9,5 \text{ MPa}$$

[3.51]



$$\sigma_{\alpha} = \left( \frac{T_1 + T_2}{2 \cdot l \cdot t} \cdot \sum \bar{R}_{m\alpha} + \frac{T_1 - T_2}{\pi \cdot l \cdot t} \cdot \sum \bar{\bar{R}}_{m\alpha} \right) \cdot \sin \left( \lambda \cdot \frac{x}{r_t} \right)$$

$$\sigma_{\alpha} = \left( \frac{107028 + 40969}{2 \cdot 1550 \cdot 20} \cdot 4,5 + \frac{107028 - 22509540969}{\pi \cdot 1550 \cdot 20} \cdot 6,5 \right) \cdot 1$$

$$\sigma_{\alpha} \doteq 15,2 \text{ MPa} \quad [3.52]$$

$$\tau_{x\alpha} = \left( \frac{T_1 + T_2}{2 \cdot l \cdot t} \cdot \sum \bar{R}_{mx\alpha} + \frac{T_1 - T_2}{\pi \cdot l \cdot t} \cdot \sum \bar{\bar{R}}_{mx\alpha} \right) \cdot \cos \left( \lambda \cdot \frac{x}{r_t} \right)$$

$$\tau_{x\alpha} = \left( \frac{107028 + 40969}{2 \cdot 1550 \cdot 20} \cdot 2,2 + \frac{107028 - 40969}{\pi \cdot 1550 \cdot 20} \cdot 3,4 \right) \cdot 0$$

$$\tau_{x\alpha} = 0 \quad [3.53]$$

### Průkaz bezpečnosti svaru:

$$\chi_{\sigma} = \chi_{\tau} = -1$$

$$\sigma_{dov}^* \text{ pro } \chi = -1 \Rightarrow \sigma_{dov}^* = \sigma_{dov\ c} = 63,6 \text{ MPa, pro materiál 11373}$$

Musí platit:

$$\frac{1}{2} \cdot \left[ \frac{\sum \sigma_r + \sum \sigma_t}{\sigma_{dov\ c}} + \sqrt{\left( \frac{\sum \sigma_r - \sum \sigma_t}{\sigma_{dov\ c}} \right)^2 + 4 \cdot \left( \frac{\sum \tau}{\sigma_{dov}^*} \right)^2} \right]$$

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_{dov\ c}} \leq 1$$

$$\frac{9,5}{63,6} \leq 1$$

$$0,15 \leq 1 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad [3.54]$$

## **Závěr**

V bakalářské práci jsem řešil konstrukční návrh poháněcího bubnu spojovacího výložníku. Pro zadané parametry jsem použil metodu výpočtu dle prof. Fuxy. Buben (tj. hřídel, čelo, plášť) vyhovuje maximálnímu zatížení, za předpokladu dodržení parametrů, které byly vstupními hodnotami samotného výpočtu. Jedná se o materiálové parametry jednotlivých částí, které se mohou změnit při zpracování oceli a tím může dojít k snížení životnosti bubnu. Ale mohou to být i konstrukční parametry, u kterých i malé odchylky mohou mít vliv na životnost konkrétní části bubnu, popřípadě celého bubnu. Jedná se například o přechod malým a velkým průměrem hřídele. Snížením této hodnoty dochází ke zvýšení vrubových součinitelů, tím se snižuje celková dynamická únosnost hřídele. Ale na druhou stranu zvýšením této hodnoty, lze životnost hřídele prodloužit. V návaznosti na tyto skutečnosti můžeme dosáhnout i požadované životnosti bubnu.

Dál jsem řešil výpočet pohonu spojovacího pásu výložníku. Na začátku výpočtu jsem dle příslušné normy a daných parametrů spočítal všechny funkční části. Z výsledků vyplývá, že navržené součásti dopravního pásu (tj. horní a spodní válečky, pás ...) vyhovují daným parametrům a dopravní pás je zcela funkční.

## **Poděkování**

Za účinnou podporu a obětavou pomoc bych rád poděkoval vedoucímu práce prof. Ing. Horstu Gondekovi, DrSc.

Dále bych rád vyjádřil poděkování Odboru péče o majetek společnosti Severočeské doly, a.s. a SD-1.strojírenská,a.s., a.s. za poskytnutí technických informací a hlavně své rodině, za podporu ve studiu.

## Seznam použité literatury

- [1] Freis, J.: *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. 1.vyd.  
VŠB – Technická universita Ostrava. 2009. 189 s. ISBN 978-80-248-2080-4
- [2] Polák, J.; Bailotti, K.; Pavliska, J.; Hrabovský, L.: *Dopravní a manipulační zařízení II*.  
1.vyd. VŠB – Technická univerzita Ostrava. 2003. 109s. ISBN 80-248-0493-X
- [3] Gondek, H.; Ševčík, A.: *Těžební a zpracovatelské stroje II*, skriptum VŠB, Ostrava 2010
- [4] Keramika pro bubny pásových dopravníků [online] Dostupné z:  
<http://www.flexco.cz/cz/pdf/flexco-5.pdf>
- [5] Matador Slovensko s.r.o [online] Dostupné z:  
<http://www.matador.sk>
- [6] VVV MOST spol. s.r.o [online] Dostupné z:  
<http://www.vvvmost.cz/valecky.val.prazce-a-bubny/>
- [7] VVV MOST spol. s.r.o [online] Dostupné z:  
<http://www.vvvmost.cz/hnaci-magneticky-buben-hmb/>
- [8] VVV MOST spol. s.r.o [online] Dostupné z:  
<http://www.vvvmost.cz/pogumovani-a-keramicke-oblozeni-valcu/>
- [9] Sava trade [online] Dostupné z:  
<http://www.savatrade.cz/dopravni-pasy/sterace-dopravnich-pasu/>
- [10] ČSN ISO 5048: Zařízení pro plynulou dopravu nákladů, pásové dopravníky s nosnými  
Válečky, výpočet výkonu a tahových sil. Praha: Český normalizační institut, 1994

## Seznam obrázků

<b>Obr.1</b> Schéma ZP 10000 .....	14
<b>Obr.2</b> ZP 10000 .....	15
<b>Obr.3</b> Schéma ZPD 8000 .....	16
<b>Obr.4</b> ZPD 8000 .....	17
<b>Obr.5</b> Schéma ZP 6800 .....	18
<b>Obr.6</b> ZP 6800 .....	19
<b>Obr.7</b> Schéma ZP 6600 .....	20
<b>Obr.8</b> ZP 6600 .....	22
<b>Obr.9</b> ZPDH 6300 .....	24
<b>Obr.10</b> Schéma ZP 3500 .....	25
<b>Obr.11</b> ZP 3500 .....	26
<b>Obr.12</b> Některé způsoby uspořádání poháněcí stanice pásových dopravníků .....	29
<b>Obr.13</b> Schéma pohonu hnacího bubnu .....	30
<b>Obr.14</b> Girlandová válečková stolice .....	31
<b>Obr.15</b> Čelní stěrač (typ CJPU) .....	33
<b>Obr.16</b> Schéma dopravníku .....	34
<b>Obr.17</b> Schéma tříválečkového uspořádání .....	35
<b>Obr.18</b> Keramické obložení FLEX – LAG Weld .....	46
<b>Obr.19</b> Pogumovaný hnací buben .....	47
<b>Obr.20</b> Hnací magnetický buben HMB .....	48
<b>Obr.21</b> Princip magnetického bubnu .....	48
<b>Obr.22</b> Žebrový buben .....	49
<b>Obr.23</b> Klecový buben .....	49

## Seznam tabulek

<b>Tab.1</b> Hodnoty základních parametrů dopravovaného materiálu .....	34
<b>Tab.2</b> Rozměry zvolených válečků .....	35
<b>Tab.3</b> Parametry pásu .....	37
<b>Tab.4</b> Hodnoty součinitele tření .....	45
<b>Tab.5</b> Parametry uložení .....	53

## Seznam příloh

### Výkresová dokumentace

ZEM-0042-0-A2	Buben Ø 1000
ZEM-0042-1-A2	Hřídel
ZEM-0042-2-A4	Čelo